

TİRTİLLİ İLİŞMƏLƏRDƏ ENERJİ İTGİLƏRİNİN ƏSASLANDIRILMASI

O.R.ƏLİYEV

Azərbaycan Dövlət Aqrar Universiteti

Traktorun yamadan işi zamanı tırtılda baş verən güc və energetik itkilərin nəzəri təhlili və hesabat metodikası təqdim edilmişdir. Tırtıllı traktorların dağlıq şəraitdə kənt təsərrüfatı işlərində istifadə edilməsi zamanı dartı qüvvəsinin qiymətləndirilməsi verilmişdir.

Açar sözlər: yamac torpaqları, tırtıllı traktor, tırtıl ilişməsi, zəncir bəndləri, güc itkisi, dartı qüvvəsi, borucuqlu ilişmə, zəncir dövrəsi.

Tırtıllı zəncirlərin aparıcı təkərlərinin ilişmə elementləri üç tipə malikdir: mil şəkilli, daraq şəkilli və dişli.

Mil şəkilli ilişmə ən çox geniş yayılmışdır. Bu nəticəyə gəlmək olar ki, aparıcı təkərlərin zəncirlərlə əlaqəsi bilavasitə zəncir bəndlərində yerləşdirilmiş milin daxil olması ilə yerinə yetirilir. Bunun üçün milin və dişlərin parametrləri elə seçilməlidir ki, işçi səthinin tez yeyilməməsi üçün bunlar arasında sürüşmə sürtünməsi getməsin.

Daraq şəkilli ilişmə zamanı daraqlar təkərlərin üzərində, dişlər isə zəncir tırtıllarının üzərində yerləşir, dişlər nəticədə bu mil şəkilli ilişmənin əksinə nəticə göstərir.

Dişli ilişmədə enerjinin verilməsi qanunu dişli çarxlı ilişməyə çox yaxındır. Bütün bu göstərilənlərdə nəticəni çıxarmaq olar ki bu üç ilişmənin içərisindən ən əlverişli mil şəkilli ilişmədir və bu səbəbdən də bütün kənd təsərrüfatı traktorlarında bu tipli ilişmədən geniş istifadə olunur.

Mil şəkilli ilişmənin özü də bir neçə variantda yerinə yetirilir. Parametrlərin dəyişməsi əsasən zəncir Z_z və aparıcı təkərin Z_t addımlarının nisbətlərindən təyin edilir. Burada Z_z və Z_t nisbətləri əlaqələrinin bir neçə variantı olur ki, bu da əsasən üç tipə T_i ayrılır, burada $i=1, 2, 3$.

$$\begin{cases} T_1; Z_z = Z_t; \\ T_2; Z_z > Z_t; \\ T_3; Z_z < Z_t. \end{cases} \quad (1)$$

T_1 ilişməsi addımların $Z_z=Z_t$ nisbəti normal tip adlandırılır, qalan T_2 və T_3 tipləri isə xüsusi ilişmə tipləri adlandırılır. İlk əvvəl $Z_z=Z_t$ halına baxaq. Bu cür ilişmədə təkərin dişləri ilə zəncirin əhatə bucağı ϵ intervalında olan bütün bəndləri əlaqəli olur (şək. 1).

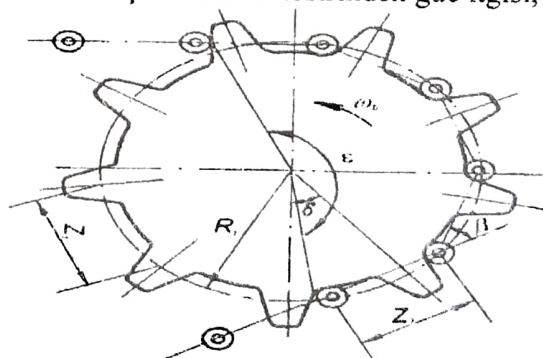
İşləmə qanunundan məlum olduğuna görə, itgilər əlaqədə olan sürtünən çütlərin sürtünmə zonasında yüksək olması ilə artır. Nəzərə alsaq ki, bu çütlərin işi yağlanma ilə yerinə yetirilmir (quru sürtünmə), zəncir dövrəsində qüvvələr momentinin böyük qiymətlərində ilişmə elementlərində tez yeyilmə

(sürtülüb yeyilmə) gedir. Minimal itgilər zəncir dövrəsində zəncir Z_z və aparıcı təkərin Z_t addımlarının bərabərliyi nəticəsində və yaxud normal ilişmə zamanı əmələ gəlir. İstismar zamanı zəncirin addımı ($Z_z-\Delta Z_1$; $Z_z-\Delta Z_2$) həddində dəyişir, ΔZ_1 və ΔZ_2 parametrləri iş şəraitindən asılı olaraq dəyişir [1].

Mil şəkilli zəncir ilişməsinin işinin analizinə əsasən zəncir və aparıcı təkərlərin addımlarının müxtəlif nisbətlərində ilişmədə güc itkisini N_{it} aşağıdakı tənliklə göstərmək olar [2].

$$N_{it}=N_1+N_2+N_3+N_4, \quad (2)$$

burada N_1 – zəncir bəndinin təkərin çənbərinə tərəf qaçması nəticəsində borucuğun aparıcı təkərin dişinə zərbəsi nəticəsində güc itkisi; N_2 – borucuğun təkərin dişinin profili boyu sürüşməsi nəticəsində güc itkisi, kVt ; N_3 – borucuğun təkərin çənbərin dönmə bucağının dəyişməsi nəticəsində sürüşməsindən əmələ gələn güc itkisi, kVt ; N_4 – zəncir və aparıcı təkərin addımlarının qeyri-bərabərliyi nəticəsində borucuğun təkərin dişinə zərbəsi təsirindən güc itkisi, kVt .



Şək. 1. $Z_z=Z_t$ nisbətində zəncir ilişməsinin sxemi

Zəncir ilişməsinin müxtəlif üsulları və variantlarının üstünlükləri və çatışmazlıqları ilişmə elementlərində güc itkiləri ilə qiymətləndirilir. Zəncir ilişməsinə konstruksiyanın təkmilləşdirilməsi və onun işinin səmərəliliyi faydalı iş əmsalı ilə xarakterizə olunur:

$$\eta_{it}=1-\frac{N_{it}}{N_3}, \quad (3)$$

burada N_z – aparıcı təkərə ötürülən güc, kVt; N_d – zəncir iləşməsində güc itgisi, kVt.

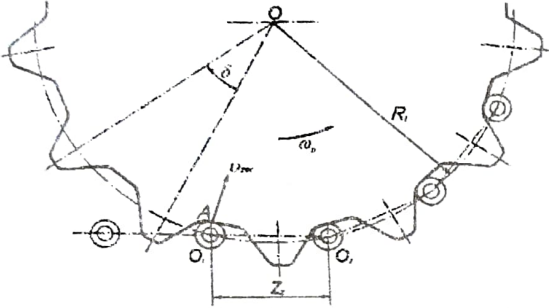
Enerjiyin zərbə nəzəriyyəsinə əsasən zərbəyə sərf olunan enerji aşağıdakı kimi təyin olunur [3]:

$$E = mv_0^2 / 2, \quad (4)$$

burada v_0 – zərbə alan cismlərin nisbi sürəti, m/san; m – zərbədə iştirak edən cismin kütləsi, kq.

İlişmədə güc itgisi zəncir bəndlərinin ulduzcuğun qasnağına zərbəsi nəticəsində əmələ gəlir. Zəncir bəndinin borucuğunun ulduzcuğun dişli ilə bir-birinə qarşı müxtəlif sürətlərlə hərəkəti zamanı təmasda olduqda zərbə yaranır. Zərbənin qüvvəsi zəncir bəndinin borucağı ilə ulduzcuğun dişinin bir-birinə zərbə vurmaları zamanı onların kütləsindən və sürətindən asılı olur.

Borucuğun zərbəsinin sürəti zəncir bəndlərinin dişlərlə ilişməsi zamanı zəncirlərin və aparıcı ulduzcuğun elementlərinin bir-birinə təması momentində hərəkət sxemindən təyin olunur (şək. 2).



Şək. 2. $Z_2 < Z_1$ olduqda borucuğa zərbə sxemi

Aparıcı ulduzcuğun ω_b bucaq sürəti ilə fırlanması zamanı O_1 borucuğu tırtıl bəndi ilə ilişmə zamanı O_2 borucuğuna nisbətən ulduzcuğa qarşı gedərək bu bucaq sürətində döndür. Əgər borucuq O_1 ulduzcuqla görüş zamanı dişlər arası çökəyə söykənirsə, onda borucuğun zərbə sürəti onun A nöqtəsinə görə dairəvi sürətinə bərabər olur:

$$v_{xuc} = \omega_b AO_2 \approx \omega_b Z_2. \quad (5)$$

Bucaq sürətini ω_b traktorun hərəkət sürəti v_T ilə əvəz etsək alırıq:

$$v_{xuc} = \frac{v_T Z_2}{R_{gsl}}, \quad (6)$$

burada R_{gsl} – aparıcı təkərin radiusudur, m.

Zərbə zamanı istifadə olunan kütlə, zərbə zamanı kütlənin cəminə bərabər olur, buradan isə bir bəndin kütləsi belə təyin olunur:

$$m_{gsl} = Q_{gsl} / g. \quad (7)$$

Müvafiq olaraq kütlələrin cəmi

$$m = \sum_{i=1}^k m_{gsl} = km_{gsl} = k \frac{Q_{gsl}}{g}, \quad (8)$$

burada Q_{gsl} – zəncirin bir bəndinin çəkisi, N; g – sərbəst düşmə təcili, m/san²; k – zərbədə iştirak edən kütlədə bəndlərin sayı, ədəd.

v_{xuc} və m qiymətlərini (4) tənliyində yerinə qoyub aşağıdakını alırıq:

$$E = \frac{k Q_{gsl} v_T^2 Z_2^2}{2 g R_{gsl}^2}. \quad (9)$$

Bir bəndin dönmə vaxtı aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\tau = Z_2 / v_T. \quad (10)$$

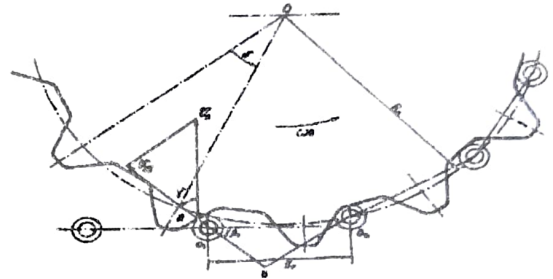
Bu zaman zərbəyə sərf olunan güc

$$N_i = \frac{E}{\tau} = k \frac{Q_{gsl} Z_2 v_T^3}{2 g R_{gsl}^2}. \quad (11)$$

Bu tənlik $Z_2 < Z_1$ olduqda bütün yuxarıda göstərilənlər təsdiq olunur.

$Z_2 > Z_1$ nisbətində O_1 borucuğu qaçan bəndin ulduzcuğunun dişinin yan profilinə oturur (şək. 3). Borucuğun A nöqtəsi dişlə zərbə momentində aşağıdakı dairəvi sürətə malik olur:

$$v_A = \omega_B \cdot \overline{AO_2}. \quad (12)$$



Şək. 3. $Z_2 > Z_1$ olduqda borucuğa zərbə sxemi

Borucuğun O_1 zərbə sürəti v_{zar} diş səthi iləşmə nöqtəsində AO_1 normalına tərəf istiqamətləndirilir və v_A sürətinin proyeksiyasının normalına görə təyin edilir.

$$v_{zar} = v_A \cdot \cos \gamma = \omega_B \cdot \overline{AO_2} \cos \gamma. \quad (13)$$

AO_2B üçbucağından təyin edirik:

$$\overline{AO_2} \cos \gamma = \overline{BO_2} = Z_2 \sin \beta_0 \quad \text{və ya}$$

$$v_{zar} = \omega_B Z_2 \sin \beta_0. \quad (14)$$

Onda zərbə zamanı itirilmiş enerji aşağıdakına bərabər olur:

$$E = k \sin^2 \beta_0 \frac{Q_{gsl} v_{sur}^2 Z_2^2}{2 g R_{gsl}^2}. \quad (15)$$

$Z_2 > Z_1$ nisbətində bəndlərə zərbələr və sərf olunan güc aşağıdakı düstur vasitəsilə hesablanır:

$$N_i = k \sin^2 \beta_0 \frac{Q_{gsl} \cdot Z_2 v_{sur}^3}{4 g R_{gsl}^2}. \quad (16)$$

Alınmış məlumatlara əsasən borucuqlu ilişmədə β_0 bucağının optimal qiyməti $\beta_0 = 40 \dots 50^\circ$ həddində olur. Bucağın $\beta_0 = 45^\circ$ orta qiymətində (2.20) düsturu aşağıdakı şəkili alır:

$$N_i = k \frac{Q_{gsl} \cdot Z_2 v_{sur}^3}{4 g R_{gsl}^2}. \quad (17)$$

Sürtünmə sürüşməsinə sərf olunan güc:

$$dN_z = M_{surt} \frac{d\varphi_{if}}{dt} \quad (18)$$

və yaxud

$$dN_2 = f_b \cdot r_{bar} \cdot T_b \frac{d\varphi_b}{dt}, \quad (19)$$

burada r_{bar} – borucuğun radiusudur, m.

Hərəkətvericinin zəncirinin addımı Z_z və traktorun sürəti v_T bərabər olduqda iş yolda qurtarır ki, buna görə də aşağıdakını alırıq:

$$Z_z = v_{sür} \cdot dt. \quad (20)$$

Onda Z_z -in qiyməti (20) tənliyində yerinə qoyub və qabaqcadan (21) tənliyində dt -ni təyin edib alırıq:

$$dN_2 = f_b^2 r_{bar} T_b \frac{d\varphi_b}{Z_z} v_{sür}, \quad (22)$$

dN_2 təyin etmək üçün müvafiq olaraq $Z_z < Z_l$ nisbətində T_b qiymətini tapırıq:

$$T_b = T \frac{\sin \varphi_b}{\cos \frac{\delta}{2} + f_b \sin \frac{\delta}{2}}, \quad (23)$$

T – zəncirin dartı qüvvəsi, N; f_b – sürüşmə əmsalındır.

Onda alırıq ki, sürtünmənin gücünün qiyməti:

$$dN_2 = \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} N \frac{\sin \varphi_b}{\cos \frac{\delta}{2} + f_b \sin \frac{\delta}{2}} v_{sür} d\varphi_b. \quad (24)$$

Buradan görünür ki, sürüşməyə sərf olunan güc sabit olmayıb φ bucağının dəyişməsi ilə dəyişir. Buna görə də orta gücü aşağıdakı tənlikdən təyin edirik:

$$N_{2or} = \frac{1}{\varphi_{max}} \int_0^{\varphi_{max}} \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} T \frac{\sin \varphi_b}{\cos \frac{\delta}{2} + f_b \sin \frac{\delta}{2}} v_{sür} d\varphi_b. \quad (25)$$

$Z_z = Z_l$ halına baxaq. Bu halda hərəkət zamanı zəncirin dartı qüvvəsinin qiyməti aşağıdakına bərabər olur

$$T_b = T \frac{\sin \varphi_b + 2f \frac{r_{bar}}{Z_z}}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}}, \quad (26)$$

burada r_{bar} – zəncirin barmağının radiusu, m; f – sürtünmə əmsalındır.

Seriya ilə buraxılan və eksperimental zəncirlərdə sürtünmə əmsalının təyininə dair aparılmış işlər göstərir ki, kiçik bir xəta olduqda belə sürtünmə qüvvəsini təyin etmək üçün sürtünmə əmsalını aşağıdakı kimi göstərmək olar

$$f = f_0 + k_1 T^{1/2}. \quad (27)$$

Beləliklə f_0 və k_1 – qiymətlərini müvafiq olaraq 0,143 və 0,0045 götürmək lazımdır.

Onda (21) tənliyi aşağıdakı kimi olur:

$$f = 0,143 + 0,0045 T^{1/2}. \quad (28)$$

T_b qiymətini yazaraq gücün qiymətini ($Z_z = Z_l$ halı üçün) təyin edirik:

$$dN_2 = \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} \frac{\sin \varphi_b + 2f \frac{r_{bar}}{Z_z}}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}} T v_{sür} d\varphi_b. \quad (29)$$

Buradan orta gücü təyin edirik:

$$N_2 = \frac{1}{\varphi_{max}} \int_0^{\varphi_{max}} \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} \frac{\sin \varphi_b + 2f \frac{r_{bar}}{Z_z}}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}} T v_{sür} d\varphi_b. \quad (30)$$

Aşağıdakı əvəzləməni qəbul edirik.

$$\frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} \frac{1}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}} = A. \quad (31)$$

Onda düstur (30)-ni bu halda yazmaq olar:

$$N_2 = A_1 \frac{1}{\varphi_{max}} v_{sür} T \left[2f \frac{r_{bar}}{Z_z} \varphi_{max} - \cos \varphi_{max} + 1 \right]. \quad (32)$$

ƏDƏBİYYAT

1. Мамедов Г.Б., Алиев О.Р. Определение потерь энергии при набегаании цевки на обод колеса гусеничного трактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2007, №12, с. 28-29. 2. Медведев М.И. Теория гусеничных систем. Харьков-Киев: Гос издательство Украины, 1934, 180 с. 3. Воробьев И.В. Цепные передачи, М.: Машиностроение, 1962, 251 с.

Обоснование потер энергии в гусеничном контакте

О.Р.Алиев

Излагается методика расчета и теоретический анализ мощностных и энергетических потерь на гусеницах трактора при работе на склоне. Дается оценка тягового усилия гусеничного трактора при их использовании на сельскохозяйственных работах в горных условиях.

Ключевые слова: склоновые земли, гусеничный трактор, цепочные крепления, мощностные потери, тяговое усилие, трубчатые сцепления, цепочный круг.

Basing of energy loss in caterpillar contact

O.R.Aliyev

The article speaks about methods of calculation and theoretical analysis of power and energy losses in caterpillar tractors at mountainside work. Estimation of traction in caterpillar tractors in farming in mountainous conditions is given.

Key words: slope lands, Caterpillar tractor, Chain bands, Forces loss, Attractive force, Pipe-shaped attached, Chain round.